



## Perencanaan Turbin Air Kapasitas 2 x 1 MW di PLTM Cianten 1 Kabupaten Bogor

Asrori<sup>1\*</sup>, Eko Yudiyanto<sup>2</sup>

Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Malang, Indonesia <sup>1,2)</sup>  
asrori@polinema.ac.id<sup>1)</sup> dan eko.yudiyanto@gmail.com <sup>2)</sup>

### INFORMASI ARTIKEL

Naskah Diterima 12/06/2018  
Naskah Direvisi 25/06/2018  
Naskah Disetujui 29/06/2018  
Naskah Online 29/06/2018

### ABSTRAK

*Minihidro Cianten 1 Power Plant (PLTM C-1) capacity 2 x 1 MW, located in Cianten river, Cibunian village, Pamijahan district, Bogor district. Preliminary planning data is with design head ( $H_d$ ) = 27.7 m, design discharge per unit ( $Q_d$ ) = 4.0 m<sup>3</sup> / s, power house elevation = +529,0 m. Turbine planning includes calculation of rated power output, type selection and number of turbines, specific speed velocity and runaway speed, runner diameter, turbine elevation setting, spiral casing and draft tube dimensions and pre-powerhouse design. Turbine performance and stability including pressure rise, speed rise and weighted average efficiency are also planned. Planning is based on calculations from international standard hydro powerplant planning guidance. The results of the calculations are verified by software and catalog of turbine manufacturers. The turbine specification results are as follows: 2 horizontal francis units, rated output power / unit ( $P_r$ ) = 1000 kW (1 MW), turbine spin ( $n$ ) = 600 rpm, turbine efficiency ( $T$ ) = 0.92, ( $n_s$ ) = 298.6 rpm (M-kW), runaway speed = 1219 rpm, runner diameter = 0.769 m, runner weight ( $W_R$ ) = 294.05 kg, total turbine weight ( $W_T$ ) = 3060,37 kg. The stability of turbine operation is declared safe where the value of speed rise and pressure rise are 44.39% and 19.39% respectively. While the performance as a warranty from turbine manufacturers expressed with the value of weighted average efficiency of 88.67%.*

**Keywords:** PLTM, turbin francis horisontal, kecepatan putar, kecepatan spesifik, diameter runner, power house, speed rise, pressure rise, weighted average efficiency

### 1. PENDAHULUAN

Sungai Cianten adalah salah satu sungai di bagian barat Kabupaten Bogor. Sungai berhulu di kawasan Gunung Salak, mengalir dari selatan menuju utara dan bermuara di Sungai Cisadane. Tempat pertemuan Sungai Cianten dengan sungai Cisadane ini dikenal dengan sebutan Pasir Muara, yang masuk ke dalam wilayah Kecamatan Cibungbulang. Luas DAS Cianten keseluruhan adalah 426,50 km<sup>2</sup> dengan panjang sungai utama adalah 49,2 km.

Berdasarkan hasil survey indentifikasi awal dan pengumpulan data-data sekunder yang menyangkut data hidrologi dan topografi, diketahui bahwa di Sungai Cianten mempunyai potensi *hydro power* dari ketinggian 850 m hingga ketinggian 1400 m di atas permukaan laut. Mengingat potensi Debit Sungai Cianten yang cukup besar, maka di bagian hulu Sungai Cianten direncanakan untuk

pembangkit listrik skala kecil/mini hidro (PLTM). Secara administrasi PLTM Cianten I (PLTM C-1) masuk dalam Wilayah Desa Cibunian Kecamatan Pamijahan, Kabupaten Bogor [1].

Salah satu bagian terpenting pada proyek PLTM Cianten I adalah pekerjaan mekanikal. Termasuk dalam pekerjaan ini adalah perencanaan turbin air yang akan dipasang. Secara umum PLTM terdiri dari peralatan utama yaitu turbin dan generator yang dilengkapi dengan peralatan operasional turbin dan peralatan pendukung *power house*. Perhitungan perencanaan turbin meliputi *rated output power*, pemilihan jenis dan jumlah turbin, kecepatan putar dan kecepatan spesifik, diameter *runner*, *setting* elevasi *runner*, dimensi *spiral casing* dan *draft tube*. Semua parameter perhitungan tersebut menjadi dasar untuk merancang dimensi rumah pembangkit (*power house*)

secara *typical drawing*. Selain itu juga dihitung performansi dan stabilitas operasi turbin yang meliputi *pressure rise* dan *speed rise* serta *weighted average efficiency*.

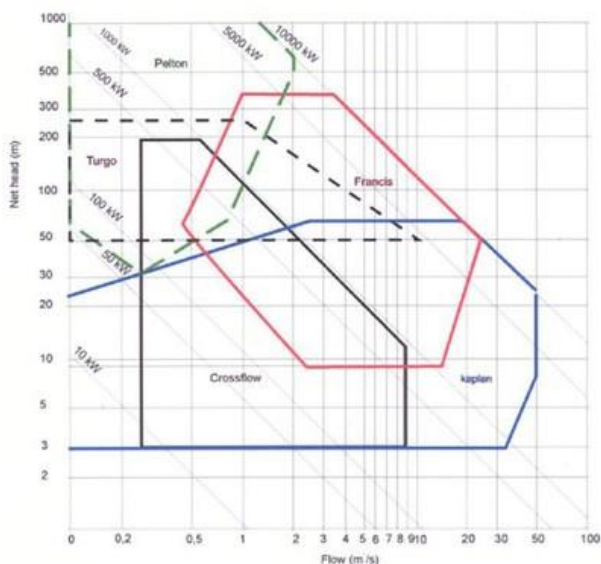
Analisis dan perencanaan mengenai pembangunan PLTM secara umum mencakup dua aspek, yaitu aspek FS (*Feasibility Study*) dan aspek DED (*Detail Engineering Design*). Analisis dan kajian studi kelayakan PLTM di Indonesia yang meliputi kelayakan ekonomis, teknis, sosial dan lingkungan secara umum telah dikaji dalam beberapa artikel ilmiah [2],[3],[4],[5],[6]. Selain itu, terdapat beberapa artikel yang membahas perencanaan detail desain mengenai pekerjaan sipil, hidromekanikal maupun mekanikal elektrikal [7], [8], [9],[10],[11], [12].

## 2. METODE PENELITIAN

### 2.1 Kriteria Pemilihan Turbin

Dalam pemilihan jenis turbin terdapat beberapa parameter, yaitu : (1) Faktor tinggi jatuhnya air efektif (*Net Head*) dan debit (*Q*) yang akan dimanfaatkan untuk operasi turbin merupakan faktor utama yang mempengaruhi pemilihan jenis turbin, sebagai contoh : turbin pelton efektif untuk operasi pada head tinggi, sementara turbin propeller sangat efektif beroperasi pada head rendah. (2) Faktor daya (*power*) yang diinginkan berkaitan dengan head dan debit yang tersedia. (3) Kecepatan dan putaran turbin yang akan ditransmisikan ke generator. Sebagai contoh untuk sistem transmisi *direct couple* antara generator dengan turbin pada head rendah, sebuah turbin reaksi (propeller) dapat mencapai putaran yang diinginkan, sementara turbin *crossflow* berputar sangat lambat (*low speed*) yang akan menyebabkan sistem tidak beroperasi. (4) Jumlah turbin dalam pembangkit, hal ini berhubungan dengan transportasi, *maintenance* dan optimalisasi kapasitas pembangkitan dari turbin tersebut.

Untuk menentukan jenis turbin yang akan digunakan dapat dengan melihat beberapa grafik empiris yang telah ada, seperti Gbr.1, menunjukkan daerah penggunaan untuk beberapa jenis turbin berdasarkan Debit  $v_s$  Head yang divariasi dengan daya keluaran turbin [13].



Gambar 1. Grafik pemilihan tipe turbin berdasarkan Debit (*Q*) dan Head (*H*) [13].

### 2.2 Daya desain per unit Turbin ( $P_d$ )

Perhitungan Daya turbin berdasarkan sistem satuan SI Unit adalah[14] :

$$P_d = \rho g H_d Q_d \eta_T \quad (1)$$

Dimana :

$P_d$  = Daya desain turbin (W)

$H_d$  = Head desain (m)

$Q_d$  = Debit desain ( $m^3/s$ )

$\rho$  = Massa jenis air ( $kg/m^3$ )

$g$  = Percepatan gravitasi ( $9,81 m/s^2$ )

$\eta_T$  = Efisiensi Turbin

[1,

### 2.3 Kecepatan Spesifik

Kecepatan spesifik ( $n_s$ ,  $n_{QE}$ ), menunjukkan bentuk dari turbin dan tidak berhubungan dengan ukurannya. Kecepatan spesifik sebuah turbin juga dapat diartikan sebagai kecepatan ideal, persamaan geometris turbin, yang menghasilkan satu satuan daya tiap satu satuan head. Kecepatan spesifik turbin diberikan oleh pabrikan (dengan penilaian yang lainnya) dan selalu dapat diartikan sebagai titik efisiensi maksimum [9].

(i) Kecepatan spesifik basis debit ( $n_{QE}$ ), satuan rpm dalam sistem Metrik Killo Watt (M-kW) [14].

$$n_{QE} = \frac{n\sqrt{Q}}{E^{3/4}} \text{ atau } n_{QE} = \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad (2)$$

Dimana:

$n_{QE}$  = kecepatan spesifik

$n$  = Putaran turbin per detik (rps)

$Q$  = Debit desain ( $m^3/s$ )

$E$  = Energi hidrolik spesifik turbin (J/kg)

$H$  = Head desain (m)

$g$  = percepatan grafitasi ( $9,81 m/s^2$ )

(ii) Kecepatan spesifik basis daya ( $n_s$ ), satuan rpm dalam sistem M-kW [13]

$$n_s = \frac{n\sqrt{P_d}}{H^{5/4}} \quad (3)$$

Dimana :

$n_s$  = kecepatan spesifik

$n$  = Putaran turbin (rpm)

$P_d$  = Daya rencana turbin(kW)

$H$  = Head desain (m)

### Tipe turbin berdasarkan Kecepatan Spesifik

Kecepatan spesifik ( $n_{QE}$ ) dapat juga digunakan untuk menentukan tipe turbin yang dirancang [14], seperti tabel 1 berikut.

Tabel 1. daerah putaran spesifik ( $n_{QE}$ ) untuk berbagai tipe turbin

Pelton one nozzle	$0.005 \leq n_{QE} \leq 0.025$
Pelton n nozzles	$0.005 \cdot n^{0.5} \leq n_{QE} \leq 0.025 \cdot n^{0.5}$
Francis	$0.05 \leq n_{QE} \leq 0.33$
Kaplan, propellers, bulbs	$0.19 \leq n_{QE} \leq 1.55$

Sumber : ESHA (2004)

## 2.4 Kecepatan Lari (*Runaway Speed*)

*Runaway speed* ( $n_{rs}$ ) adalah kecepatan saat debit maksimum dengan tanpa beban poros. Turbin didesain untuk bertahan dari gaya mekanis dengan kecepatan ini. Berdasar ESHA [14] rentang *runaway speed* ( $n_{rs}$ ) turbin tampak seperti tabel 2.

**Tabel 2.** Penentuan putaran nominal dan putaran lari (*runway speed*)

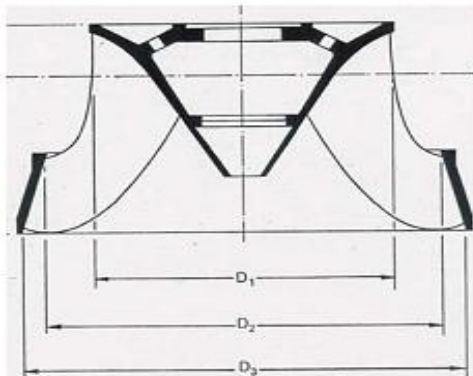
Tipe Turbin	n (rpm)	$n_{rs}$
Semi Kaplan, single regulated	75-100	2 - 2.4
Kaplan, double regulated	75-150	2.8 - 3.2
Small-medium Kaplan	250-700	2.8 - 3.2
Francis (medium & high head)	500-1500	1.8 - 2.2
Francis (low head)	250-500	1.8 - 2.2
Pelton	500-1500	1.8 - 2
Cross-Flow	100-1000	1.8 - 2
Turgo	600-1000	2

Sumber : Layman's handbook (1998)

## 2.5 Komponen Utama Turbin Francis

### (i) Diameter turbin

Dimensi *runner* turbin francis yang tampak dalam gambar 2, berdasarkan ESHA, 2004 [14] dapat dihitung dengan menggunakan rumusan sebagai berikut,



**Gambar 2.** Skema potongan melintang runner turbin francis [14]

Perhitungan diameter outlet *runner* ( $D_3$ ) dan diameter inlet  $D_1$  dan  $D_2$  yang dipengaruhi oleh nilai  $n_{QE}$ ;

$$D_3 = 84,5(0,31 + 2,488n_{QE})^{\frac{\sqrt{H}}{n}} \quad (4)$$

$$D_1 = \left(0,4 + \frac{0,095}{n_{QE}}\right) D_3 \quad (5)$$

$$D_2 = \frac{D_3}{0,96 + 0,3781 n_{QE}} \quad (6)$$

Dimana ;  $n$  = rpm dan jika  $n_{QE} < 0,164$  maka  $D_1 = D_2$ .

### (ii) Berat *runner*

Berat *runner* dan generator menjadi dasar untuk menentukan kapasitas dari *Overhead Traveller Crane (OHT Crane)* pada *power house*. Hal ini digunakan untuk keperluan instalasi serta *maintenance* dari turbin dan perlengkapannya. Berat turbin francis di rumuskan [15];

- Berat runner turbin francis:

$$W_R = 607(D_3)^{2,75}, \text{ dalam Kg} \quad (7)$$

- Berat turbin francis:

$$W_T = 15175(D_3)^{2,33}, \text{ dalam Kg} \quad (8)$$

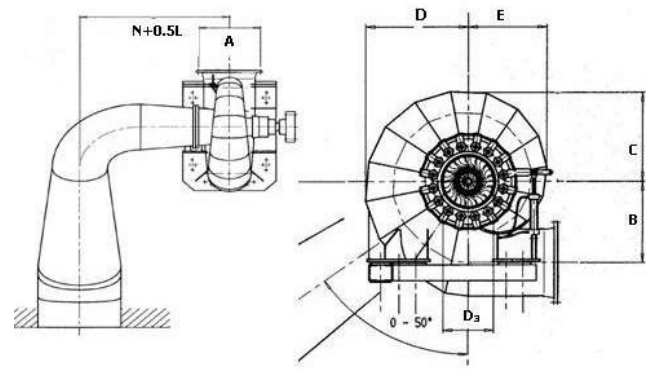
### (iii) Gaya hidrolis turbin

Gaya hidrolis ( $F_h$ ) turbin francis adalah [15],

$$F_h = 10,02(n_s)^{0,5}(D_3)^2 H, \text{ dalam kg} \quad (9)$$

### (iv) Dimensi *spiral casing* dan *draft tube*

Dimensi utama untuk *spiral casing* dan *draft tube*, tampak dalam skema gambar 3.



**Gambar 3.** Dimensi spiral casing turbin francis horizontal [16]

Kecepatan spesifik ( $n_s$ ) dan diameter *runner* ( $D_3$ ) menjadi dasar perhitungan dalam rumus empiris ini [16].

$$A = D_3 \left(1,2 - \frac{19,56}{n_s}\right) \quad (10)$$

$$B = D_3 \left(1,1 + \frac{54,8}{n_s}\right) \quad (11)$$

$$C = D_3 \left(1,32 + \frac{49,25}{n_s}\right) \quad (12)$$

$$D = D_3 \left(1,5 + \frac{48,8}{n_s}\right) \quad (13)$$

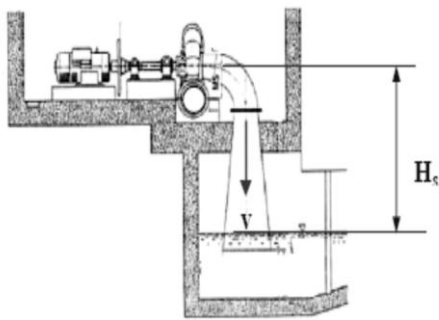
$$E = D_3 \left(0,98 + \frac{63,6}{n_s}\right) \quad (14)$$

$$L = D_3(0,88 + (4,9 \cdot 10^{-4})n_s) \quad (15)$$

$$N = D_3 \left(1,54 + \frac{203,5}{n_s}\right) \quad (16)$$

## 2.6 Kavitasi dan Peletakan Turbin

Pada turbin reaksi, letak turbin harus diperhatikan agar tidak terjadi bahaya kavitasi yang terjadi akibat adanya tekanan absolut yang lebih kecil dari tekanan uap air. Kavitasi dapat menyebabkan sudu-sudu turbin menjadi korosif (lubang-lubang kecil) dan suara yang berisik sehingga mengurangi efisiensi turbin yang akhirnya dapat pula merusak turbin. Untuk itu perlu ada analisis perhitungan kavitasi terlebih dahulu. Tujuan analisis ini adalah untuk mencari letak turbin (Gbr. 4) terhadap *tail race* atau ketinggian  $H_s$  (*Head Suction*), nilai  $H_s$  harus positif karena bila negatif akan menyebabkan kavitasi. Dengan kata lain turbin harus terletak dibawah tinggi tekanan isap. Nilai  $H_s$  dipengaruhi oleh kecepatan spesifik turbin dan putaran turbin [9].



**Gambar 4.** Letak center turbin terhadap *tail race* ( $H_s$ ) [9].

Peletakan dari *runner* turbin pada kecepatan spesifik yang berbeda diukur berdasarkan suatu angka yang disebut “koefisien kavitasi” atau “koefisien thoma” ( $\sigma$ ). Untuk penentuan “koefisien kavitasi” dapat dilakukan dengan cara sebagai berikut;

(i) Analisis rumus bernoulli [14]

$$\sigma = \frac{NPSH}{gH} \quad (17)$$

$$NPSH = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho} + \frac{v^2}{2} - H_s \quad (18)$$

Dimana :

$NPSH$  = *Net Positive Suction Head* (m)

$P_{atm}$  = Tekanan atmosfer (Pa)

$P_v$  = Tekanan uap air (Pa)

$\rho$  = Massa jenis air ( $\text{kg/m}^3$ )

$v$  = Kecepatan rata-rata air keluar di *tailrace* (m/s)

$H$  = Head bersih (m)

$H_s$  = Head buang (*suction head*) (m)

Sehingga dari pers. 17 dan 18 diperoleh,

$$H_s = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} - \sigma H \quad (19)$$

Karena  $P_{atm}/\rho g = H_{atm}$ ,  $P_v/\rho g = H_v$  dan kehilangan energi pada kecepatan keluar di abaikan ( $v^2/2g = 0$ ), maka pers. 19 menjadi,

$$H_s = H_{atm} - H_v - \sigma H \quad (20)$$

Dimana :

$\sigma$  = Koefisien/index kavitasi (*koefisien thoma*)

$H_{atm}$  = Tinggi tekan atmosfer (m)

$H_v$  = Tinggi tekan uap air (m)

$H_s$  = Jarak antara pusat turbin terhadap titik kritis permukaan *tailwater* (m), dimana jika  $H_s$  (-) maka posisi setting poros turbin berada di bawah *Tail Water Level* (TWL), jika  $H_s$  (+) berada di atas TWL.

(ii) Berdasarkan rumus empiris [13]

$$\sigma = 7,54 \times 10^{-5} x n_s^{1,41} \quad (21)$$

Perhitungan jarak minimum  $H_s$  agar aman dari adanya kavitasi selain diketahui “koefisien kavitasi” juga diperlukan ada data-data dukung, yaitu : (a)  $H_{atm}$ , merupakan tinggi tekanan atmosfer satuan *mka* (meter kolom air) yaitu posisi dimana turbin dipasang yang diukur dari permukaan air laut (tabel 5). (b)  $H_v$ , yaitu tinggi tekan uap air (m), dimana besarnya tergantung oleh temperatur air yang melewati turbin (tabel 6)

**Tabel 5.** Nilai Tekanan Atmosfir untuk berbagai posisi ketinggian

Atmospheric Pressure		
Altitude Metres	$H_\sigma$ mm of Hg	$H_\sigma$ m of $H_2O$
0	760.00	10.351
500	715.99	9.751
1000	674.07	9.180
1500	634.16	8.637
2000	596.18	8.120
2500	560.07	7.628
3000	525.75	7.160
3500	493.15	6.716

Sumber : MNRE India (2008) [17]

**Tabel 6.** Tinggi tekan uap air berbagai variasi temperatur

Water Properties			
Temp (°F)	$H_v$ (Feet)	Temp (°C)	$H_v$ (Meter)
40	0.28	5	0.089
50	0.41	10	0.125
60	0.59	15	0.174
70	0.84	20	0.239
80	0.17	25	0.324

Sumber : MNRE India (2008) [17]

## 2.7 Performansi Turbin

Unjuk kerja turbin (*turbine performance*) dapat diukur dengan melihat bobot efisiensi rata-rata (*Weighted Average Efficiency*) yang besarnya dirumuskan:

$$\eta_{T(AV)} = k_1 A + k_2 B + k_3 C + k_4 D \quad (22)$$

Dimana: A, B, C, dan D adalah efisiensi yang digaransi pabrikan pada beban (*rate discharge*) 100 %, 80%, 60% dan 40%, sedangkan  $k_1, k_2, k_3$  dan  $k_4$  merupakan nilai rasio durasi (jam) turbin beroperasi pada debit 100 %, 80%, 60% dan 40% terhadap total jam turbin beroperasi selama setahun. Nilai ini tergantung dari kurva FDC dan *plant factor* pembangkit.

## 2.8 Stabilitas Operasi Turbin

Agar peralatan unit pembangkit beroperasi dengan aman dan dengan keandalan yang memadai maka perlu diperhatikan hal yang berkaitan dengan operasi peralatan tersebut yaitu, stabilitas aliran air pada saat kenaikan beban yang terjadi secara mendadak (*water hammer*) selama beroperasinya unit pembangkit. Ada dua (2) parameter yang digunakan untuk menjamin keamanan dari unjuk kerja turbin yaitu *Speed Rise* dan *Pressure Rise*.

### ▪ *Speed Rise* ( $S'_R$ )

Nilai *speed rise* untuk *full load rejection* merupakan index kemampuan pengaturan kecepatan oleh governor terhadap pergerakan penutupan *guide vane* turbin. Sebenarnya turbin dan generator dirancang mampu menahan beban *runaway speed*, namun dengan putaran yang berlebihan dapat menyebabkan getaran (*vibration*). Getaran yang berlebih ini dapat merusak *part* (*bearing*, baut, *packing* dll) dari turbin dan generator itu sendiri. Apabila fenomena ini terjadi berulang-ulang tentunya akan berpengaruh terhadap *lifetime* turbin dan generator. Menurut

India standar, IS : 12837 [17], *pressure rise* dan *speed rise* yang diijinkan, untuk berbagai variasi turbin tampak seperti tabel 7.

**Tabel 7.** *Pressure rise* dan *speed rise* yang diijinkan

Type of turbine	Pressure rise (%)	Speed rise (%)
Pelton	15 to 30	20 to 45
Francis	30 to 35	35 to 55
Kaplan/bulb and Propeller	30 to 50	30 to 65
Deriaz	20 to 45	35 to 65

**Sumber :** MNRE India (2008) [17]

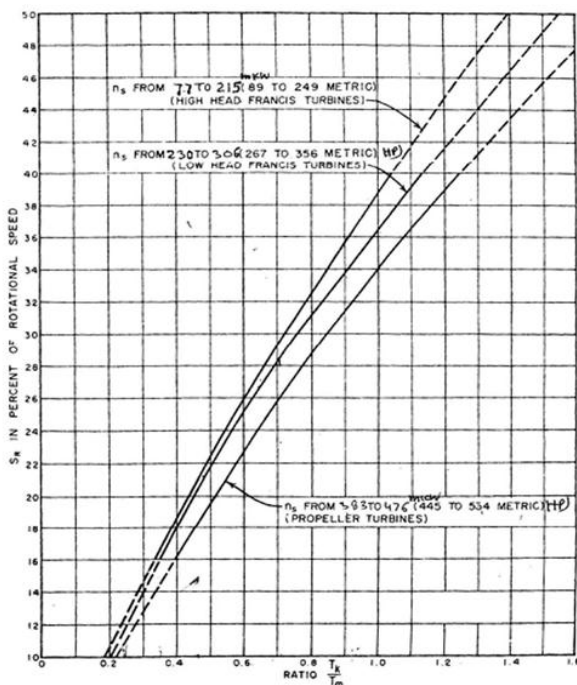
Untuk menentukan parameter ini ada beberapa variabel data yang harus dihitung dari bentuk formulasi dan grafik. Tahapan menentukan nilai *speed rise* dihitung berdasarkan persamaan berikut [17]:

$$T_k = 0,25 + T_f \quad (23)$$

$$T_m = \frac{GD^2 \omega^2}{3,6 \times 10^5 \times P_d} \quad (24)$$

$$n_s = \frac{n(P_d)^{1/2}}{(H_d)^{5/4}} \quad (25)$$

Menentukan nilai  $S_R$ , dari grafik  $(T_k/T_m)$  terhadap  $n_s$ , seperti tampak pada Gbr. 5.



**Gambar 5.** Grafik  $S_R$  terhadap  $(T_k/T_m)$ [15].

$$T_w = \frac{\sum LV}{gH_d} \quad (26)$$

$$K = \frac{T_w}{T_f} \quad (27)$$

Dari persamaan dan parameter diatas maka *Speed Rise* ( $S_R^1$ ) dapat dihitung dengan pers.

$$S_R^1 = S_R(1 + K) \quad (28)$$

Dimana:

$T_f$  = Servomotor minimum closing time, s.

$T_K$  = full closing time of servomotor, s.

$P_d$  = Turbine full gate capacity of  $H_d$ , kW

$H_d$  = Head Design, meter

$n$  = Rotational speed, r/min.

$n_s$  = Design specific speed, metric kW unit

$GD^2$  = Flywheel effect of revolving parts,  $\text{kgm}^2$

$L$  = Equivalent length of water conduit, m

$A$  = Equivalent area of water conduit,  $\text{m}^2$

$g$  = Gravitational constant (acceleration),  $\text{m/s}^2$

$Q_d$  = Turbine full gate discharge,  $\text{m}^3/\text{s}$

$V_d$  =  $Q_d/A$  = Conduit water velocity for full gate, m/s

$T_m$  = Mechanical startup time, s

$T_w$  = Water startup time, s

#### ■ *Pressure Rise* ( $\frac{\Delta H}{H}$ )

*Pressure rise* dihitung berdasarkan pers. berikut,

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{T_w}{2} \left( T_w + \sqrt{T_w^2 + 4} \right) \quad (29)$$

$$T_w = \frac{LV}{gHT} \quad (30)$$

Dimana:

$L$  = Length of penstock + length of spiral casing, m.

$H$  = Head, m.

$T$  = Governor closing time, s.

$V$  = Water Velocity, m/s

$g$  = Gravitational constant,  $9.81 \text{ m/s}^2$

## 2.9 Metode Perencanaan

Pemilihan dan perhitungan turbin menggunakan referensi “guidelines/standards” perencanaan *hydro power plant*. Dimana panduan tersebut mengacu pada standar yang telah ada seperti EIC, USBR, India Standart (IS) dan *hydro power plant development association* diantaranya ESHA di eropa dan BHA di Inggris.

Formula maupun variabel dari beberapa referensi perencanaan “hydro power plant” di hitung atau di simulasikan ke dalam program *microsoft excel*, guna mendapatkan hasil yang akurat.

Hasil perancangan selanjutnya diverifikasi dengan *software* yang telah ada [18] atau spesifikasi teknik turbin keluaran pabrikan [19] guna mendapatkan hasil perencanaan atau perhitungan turbin yang relatif tepat.

## 3 HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Data Input

Dalam perencanaan turbin Francis ada beberapa data input yang harus dimasukkan guna mendapatkan perhitungan variable perencanaan turbin, yaitu : (1) Elevasi *power house* yang direncanakan, dalam  $m$  diatas permukaan air laut, (2) Elevasi *tail water level* yang terdiri  $TWL_{max}$  (banjir) dan  $TWL_{min}$  (normal), dalam meter, (3) Temp. air di *site plant* ( $TWL$ ) ( $^{\circ}\text{C}$ ), (4) Debit desain/rata-rata, dalam  $\text{m}^3/\text{s}$ , (5) Head desain/rata-rata dalam meter, (6) Dimensi penstock (panjang, diameter dan tebal), dalam meter.

Dari beberapa parameter tersebut diatas berikut data input untuk PLTM Cianten 1.



**Tabel.8** Data input di PLTM C-1

No	Data	Satuan	Nilai	Keterangan
1	$T_{WL_{min}}$	m	525,90	
2	$H_{atm}$	m	9,721	dari tabel 5
3	$T_{TWL}$	$^{\circ}C$	25	temp.air di TWL
4	$H_v$	m	0,324	dari tabel 6
5	$Q_d$	$m^3/s$	4,00	debit desain/unit
6	$H_d$	m	27,70	

### 3.2 Jenis, Jumlah dan Tipe Poros Turbin

Dari data hidrology dan analisis FDC [1] yang tersedia maka dalam perencanaan turbin di PLTM C-1 menggunakan 2 turbin dengan daya terpasang tiap turbin adalah 1 MW. Berdasarkan Grafik H vs Q pada Gbr. 1 maka turbin yang dipilih adalah jenis turbin francis. Sedangkan dalam penentuan posisi poros dari turbin francis secara empiris untuk kapasitas turbin kecil (umumnya dibawah 10 MW) biasanya dirancang dengan tipe poros horisontal [20]. Dengan demikian berdasarkan grafik dan uraian di atas dapat diambil kesimpulan sementara, turbin yang digunakan adalah turbin francis dengan poros horisontal.

### 3.3 Arah dan Kecepatan Putar Turbin (n)

Dasar pertimbangan penentuan arah maupun kecepatan putaran turbin, adalah sebagai berikut : (i) Arah dilihat dari posisi generator, ada 2 yaitu searah jarum jam atau berlawanan arah jarum jam. Pada umumnya dipilih untuk putaran generator searah jarum jam. (ii) Putaran turbin berpengaruh terhadap dimensi turbin, semakin tinggi putaran maka dimensi *runner* turbin francis akan semakin kecil dan dimensi serta berat generator akan semakin kecil, sehingga bisa menekan biaya transportasi dan instalasi. Semakin kecil diameter generator juga berpengaruh terhadap kapasitas *crane* dan luasan rumah pembangkit (*power house*). (iii) Putaran turbin yang tinggi memungkinkan untuk penggunaan transmisi langsung (*direct coupling*) antara poros turbin dan generator dengan demikian *penggunaan speed increaser (gear box* atau sabuk) dapat dihilangkan. Dengan demikian akan mengurangi biaya investasi alat maupun biaya pemeliharaan. (iv) Posisi *tail race* ( $H_s$ ) harus diperhatikan, jangan sampai pemilihan kecepatan putaran turbin yang terlalu tinggi akan menyebabkan nilai  $H_s$  negatif (-) karena akan menambah biaya pekerjaan sipil (pengerukan *tail race* yang terlalu dalam). (v) Putaran turbin harus sinkron dengan generator pada frekuensi jaringan yang berlaku di Indonesia yaitu  $f = 50$  Hz (Lihat tabel 9).

Dengan demikian dalam penentuan putaran turbin yang direncanakan harus mengikuti aturan-aturan praktis empiris (*rule of thumb*) yang berlaku, sebagaimana yang diuraikan diatas.

**Tabel 9.** Generator synchronisation speed

Number of poles	Frequency		Number of poles	Frequency	
	50 Hz	60Hz		50 Hz	60 Hz
2	3000	3600	16	375	450
4	1500	1800	18	333	400
6	1000	1200	20	300	360
8	750	900	22	272	327
10	600	720	24	250	300
12	500	600	26	231	377
14	428	540	28	214	257

Oleh karena itu kecepatan putar turbin (n) yang direncanakan di PLTM C-1 ini diperoleh dari hasil simulasi berbagai persamaan dan aturan-aturan praktis (*rule of thumb*) yang berlaku. Tabel 10 menunjukkan hasil simulasi dengan *microsoft excel* dalam menentukan putaran turbin francis.

**Tabel 10.** Hasil simulasi pemilihan putaran turbin

Alt.f.	n (rpm)	Jenis Turbin	$D_{run}$ (m)	$H_s$ (m)
1	1000	Axial Flow, Horz	0,633	-7,145
2	750	Axial Flow, Horz	0,703	-1,147
3	600	Francis, Horz	0,768	(+)1,956
4	500	Francis, Horz	0,830	(+)3,798

Sehingga turbin yang direncanakan di PLTM C-1 adalah Turbin Francis Horisontal dengan putaran  $n = 600$  rpm.

### 3.4 Hasil Perhitungan Spesifikasi Turbin

Berikut hasil simulasi pemilihan dan perhitungan parameter turbin berdasarkan Pers.1 sampai dengan Pers. 30 dengan menggunakan aplikasi *microsoft excel* (simulasi A) dan dibandingkan dengan *software excel* yang dikembangkan oleh Gordon [18] (simulasi B), serta spesifikasi teknis yang dikeluarkan oleh pabrikan [19].

**Tabel 11.** Perbandingan hasil simulasi dengan data pabrikan

No	Parameter dasar	Data dari Simulasi "A"	Simulasi "B"	Pabrikan
1	Tipe Turbin	H. Francis	H. Francis	H. Francis
2	Rated Turbine Output (kW)	1000	1000	1000
3	Putaran (rpm)	600	500	600
4	Specific Speed (kW/rpm)	298,68	-	298,57
5	Max. Runaway Speed (rpm)	1219	-	(approx) 1119
6	$H_s$ (m)	(+) 1,956	(+) 2,040	(+) 1,00
7	Shaft centerline elvtn,(m)	527,83	527,74	526,90
8	Runner Diameter (mm)	768	804	(approx) 816
9	Runner Weight (kg)	294,05	-	(approx) 343
10	Turbine Weight (kg)	8211,69	-	*9448,58
11	Hydraulic thrust turbine(kg)	3060,37	-	*3443,51
12	Speed rise (%)	40,81	-	55
13	Pressure rise (%)	9,23	-	40
14	Critical $\sigma$ (sigma)	0,269	-	0,248
15	Pengaruh kavitasi	cavitation	Some cavitation	-
16	Diameter main valve (m)	0,925	-	(approx) 1

Ket : \*Data diperoleh dengan perhitungan berdasarkan rumusan yang ada karena tidak ditemukan dalam spec.data turbin yang dikeluarkan pabrikan.

Dari perbandingan data ketiga hasil spesifikasi turbin francis tersebut diatas secara umum terdapat persamaan. Sedangkan dalam hal pemilihan putaran turbin terjadi perbedaan, pada simulasi B diambil  $n = 500$  rpm, hal ini dikarenakan dalam simulasi tersebut dengan mengambil  $n = 500$  rpm, maka faktor  $\sigma$  (index kavitasi) adalah 0,039 sehingga tidak terjadi kavitasi pada turbin karena jika  $\sigma > 0,1$  maka akan terjadi kavitasi. Konsekuensi  $H_s$  terlalu besar yaitu  $H_s = (+) 2,04$  m.

Berdasarkan pertimbangan aspek ekonomi dan selama tidak mengurangi performansi turbin secara umum maka putaran turbin francis di PLTM C-1 dipilih  $n = 600$  rpm. Oleh karena itu perlu diperhitungkan stabilitas operasi dan performansi dari turbin.

### 3.5 Perhitungan Stabilitas Operasi Turbin

**Tabel 12.** Data input untuk perhitungan stabilitas operasi turbin

Data	Simbol	Nilai
Penstock Utama		
▪ Panjang, m	$L_1$	90
▪ Diameter, m	$D_1$	2
▪ Debit total rata-rata, m <sup>3</sup> /s	$Q_1$	8
Penstock Cabang		
▪ Panjang, m	$L_2$	23,07
▪ Diameter, m	$D_2$	1,4
▪ Debit total rata-rata, m <sup>3</sup> /s	$Q_2$	4
Rate unit capacity (Full gate), kW	$P_r$	1000
Rate Head, m	$H_r$	27,7
Servomotor minimum closing time, sec	$T_f$	6
Rotational speed: design, r/min.	$n$	600
Flywheel effect of revolving parts; kgm <sup>2</sup>	$GD^2$	*6000
Gravitational constant (acceleration), m/s <sup>2</sup>	$g$	9.81
Lebar Power house, m	$x$	9.3
Water temperatur, °C	Temp.	25

\* data pabrikan

**Tabel 13.** Hasil perhitungan *speed rise* dan *pressure rise*

Data	Simbol	Nilai	Keterangan
Full closing time of servomotor, s	$T_k$	6,20	
Mechanical startup time, s	$T_m$	6	
Specific speed, rpm [m-kW]	$n_s$	298,57	
Rasio $T_k/T_m$		1,03	
Speed rise of rotational speed, %	$S_R$	37,5	From chart
Water start up time, s	$T_w$	1,06	
Rasio $T_w/T_f$	$K$	0,177	
Total speed rise of rotational speed $n_r$ , %	$S'_R$	44,15	for full gate load rejection to zero, including effect of water hammer
Variable $T_o$	$T_o$	0,177	
Pressure rise on full load rejection, %	$\Delta H/H$	19,39	Alliivies formula

Stabilitas operasi operasi pembangkit secara umum dipengaruhi oleh *mechanical startup time* ( $T_m$ ) dan *water start up time* ( $T_w$ ) dimana suatu pembangkit dipersyaratkan aman akibat *pressure rise* yang berdampak *water hammer*, apabila:

- Menurut “ESHA” [14],  $T_m > 4T_w$  dengan syarat  $T_w$  tidak boleh melebihi 2,5 detik.
- Menurut “USBR” [15],  $T_m \geq 2(T_w)^2$

Hasil perhitungan dari data pembangkit dan data dari pabrikan, diperoleh nilai  $T_w = 1,06$  s dan  $T_m = 6$  s. Sehingga dengan mengacu persyaratan dua referensi tersebut di atas maka stabilitas operasi pembangkit adalah AMAN.

Sedangkan dari tabel 13 diperoleh hasil perhitungan *speed rise* dan *pressure rise* adalah masing-masing berkisar 44,39% dan 19,39 %. Dengan demikian berdasarkan tabel 7

kedua hasil tersebut, stabilitas operasi pembangkit adalah diijinkan atau aman.

### 3.6 Perhitungan Bobot Efisiensi Rerata

Pada tabel 13, menunjukkan hasil perhitungan Bobot Efisiensi Rerata (*Weighted Average Efficiency*) berdasarkan kurva FDC dan data efisiensi turbin dari pabrikan pada output turbin rata-rata 100%, 80%, 60% dan 40%. Berdasarkan hasil simulasi “B” diperoleh *Weighted Average Efficiency* sebesar 88,67 % sedangkan efisiensi turbin yang dikeluarkan pabrikan [19] diperoleh  $\eta_{T(AV)} = 88,14\%$ .

**Tabel 14.** Perhitungan bobot efisiensi rerata

Percent Debit Rata-Rata	Jam	K	$\eta_{\text{turbine}}$	$\eta_{T(AV)}$
Operating hours at 100% of rated flow	4000	0,61	0,924	0,560
Operating hours at 80% of rated flow	1500	0,23	0,872	0,198
Operating hours at 60% of rated flow	900	0,14	0,815	0,111
Operating hours at 40% of rated flow	200	0,03	0,400	0,012
Total operating hours per annum.	6600	1,00		0,8814

Dari kedua hasil tersebut diatas maka pabrikan harus memberi jaminan untuk *Weighted Average Efficiency* pada pengujian turbin setelah pemasangan, tidak boleh kurang dari 88%.

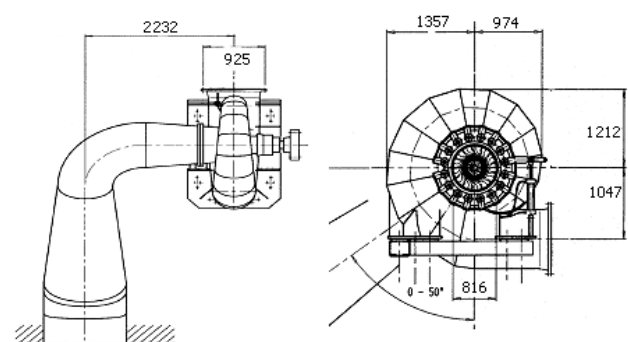
### 3.7 Perhitungan Dimensi *Spiral Casing* dan *Draft Tube*

Parameter awal untuk mengetahui dimensi *Spiral Casing* dan *Draft Tube* turbin francis horisontal adalah diameter *discharge runner* ( $D_3$ ) dan kecepatan spesifik ( $n_s$ ) dari turbin francis. Diameter yang digunakan untuk memprediksi peletakan turbin pada *power house* adalah menggunakan data yang dikeluarkan pabrikan (tabel 11) yaitu diperkirakan  $D_3 = 816$  mm dan  $n_s = 298,57$ . Sehingga dari perhitungan diperoleh hasil prediksi dimensi dari turbin francis horisontal di PLTM C-I, sebagai berikut:

**Tabel 15.** hasil perhitungan dimensi *Spiral Casing* dan *Draft Tube*

Part	Dimensi (m)	Part	Dimensi (m)
$D_3$	0.816	E	0.974
A	0.925	L	0.837
B	1.047	N	1.813
C	1.212		
D	1.357		

Selanjutnya dari hasil perhitungan dimensi (tabel 15) di atas, dibuat skema seperti tampak pada Gbr. 6 berikut.



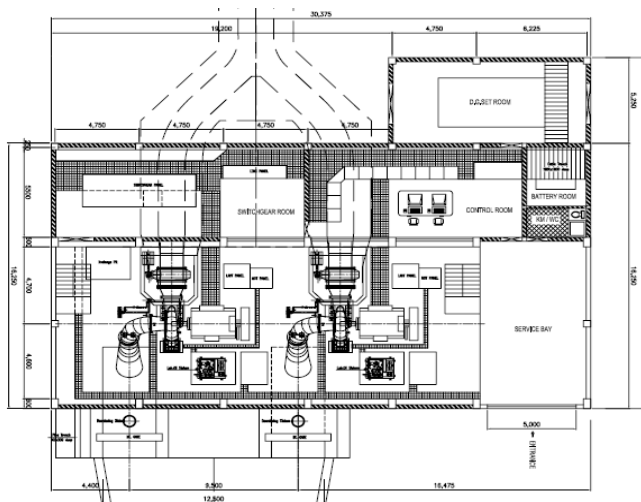
**Gambar 6.** Peletakan *Spiral Casing* dan *Draft Tube*

### 3.8 Desain Awal Rumah Pembangkit

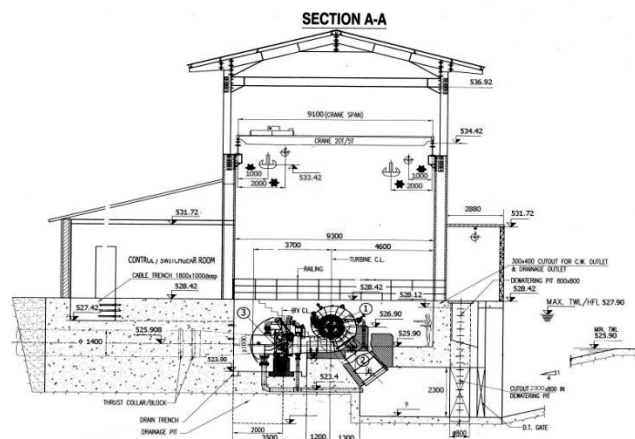
Secara fungsional bangunan utama *power house*, terdiri dari : (a) Ruang pembangkit, yang terdiri dari ; Turbin Francis (*Spiral casing & Draft tube*), *generator*, *governor*, *butterfly valve*, *cooling water system*, *lubr. oil system*, *drainage system* dan *dewatering system*. (b) Ruang perawatan (*service bay*). (c) Gudang (*storage room*). (d) Ruang kendali (*control room*), yang terdiri dari ; *TACP Panel*, *UCB Panel*, *Excitation Panel*, *Synchronizing Panel* dan *LTAC Panel* (bisa diluar ruang kontrol). (f) Ruang *switchgear/LTAC* (*Swichgear/LTAC room*). (g) Ruang genset (*diesel generator room*). (h) Ruang battery (*Battery Room*), (i) *Toilet room*. (j) Area *Transformer* yang berada diluar bangunan *power house*.

Sedangkan perlengkapan pendukung operasional rumah pembangkit, terdiri dari : (a) *E.O.T. Crane*, kapasitas crane direncanakan berdasarkan beban terbesar dari perlengkapan pembangkit yaitu berat generator (rotor dan stator). (b) Alat pemadam kebakaran. (c) Proteksi dan Alarm, dimana sistem proteksi-alarm untuk turbin dan governor harus didesain sesuai dengan sistem proteksi dari peralatan generator.

Pra desain (*preliminary design*) diperlukan untuk memprediksi pekerjaan struktur dan analisis biaya untuk bangunan *power house*. Meskipun pada akhirnya pabrikan turbin akan memberikan gambar kerja/gambar detail untuk *power house* dan instalasinya turbin. Dari hasil data dimensi turbin yang telah dihitung dan informasi mengenai perlengkapan pendukung rumah pembangkit maka perencanaan awal dari *typical drawing* rumah pembangkit dapat dibuat (Gbr. 7 dan Gbr.8)



Gambar 7. Denah Power House PLTM Cianten 1



Gambar 8. Potongan melintang Power House PLTM C-1

### 4 KESIMPULAN

Perencanaan turbin didasarkan atas beberapa aspek; (1) Aspek ekonomis yaitu dalam mendesain turbin harus memperhatikan biaya transportasi dan biaya pembangunan *power house*. (2) Aspek teknik yaitu turbin yang dirancang harus mempunyai parameter sebagai berikut; efisiensi turbin yang paling optimal, performansi dan stabilitas operasi pembangkit yang tinggi, material turbin dan perlengkapannya berstandar internasional, *Low and easy maintenance*, serta *lifetime* yang panjang. (3) Aspek produksi yaitu ketersediaan turbin dan perlengkapannya di pasaran (pabrikan). (4) *Rule of thumb* yaitu aturan praktis dalam perencanaan yang didasarkan atas pengalaman empiris di lapangan. (5) Hasil-hasil penelitian terbaru dan teknologi terbaru mengenai turbin.

Spesifikasi turbin yang digunakan di PLTM C-1 ini adalah sebagai berikut : 2 unit horizontal francis, kapasitas = 1000 kW (1 MW) per unit, putaran (n)= 600 rpm, efisiensi turbin ( $\eta_T$ )= 0,92, putaran spesifik ( $n_s$ )= 298,6 rpm (M-kW), *runaway speed*= 1219 rpm, diameter *runner* ( $D_3$ ) = 0,769 m, berat *runner* ( $W_R$ )= 294,05 kg, berat total turbin ( $W_T$ )= 3060,37 kg.

Stabilitas operasi turbin dinyatakan aman, dimana nilai *speed rise* dan *pressure rise* adalah masing-masing berkisar 44,39% dan 19,39 %. Sedangkan nilai *Weighted Average Efficiency* adalah sebesar 88,67 %.

### 5 DAFTAR PUSTAKA

- [1] Anonim. 2012. Studi Kelayakan PLTM Cianten 1 Kabupaten Bogor, Jawa Barat. PT. Indra Karya (Persero) Malang.
- [2] Rahmayanti, M.I., Marsudi, S., Juwono,P.T. 2013. Studi Perencanaan Pembangkit Listrik Tenaga Minihidro (PLTM) di Sungai Citarum Hulu Kabupaten Bandung Jawa Barat. Jurnal Mahasiswa Jurusan Teknik Pengairan.
- [3] Ulfah, N., .I., Marsudi, S., Juwono,P.T. 2017. Studi Perencanaan Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA) di Sungai Sibundong Upper Kabupaten Tapanuli Utara Provinsi Sumatera Utara. Jurnal Mahasiswa Jurusan Teknik Pengairan UNIBRAW.
- [4] Priambodo, B.H., 1, Marsudi. S., Priyantoro. 2018. Studi Perencanaan Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA) di Sungai Kualu Kabupaten Toba Samosir Provinsi Sumatera Utara. Jurnal Mahasiswa Jurusan Teknik Pengairan UNIBRAW Vol 1, No 2.



- [5] Dwi Mahendra Sukma, D.M., Marsudi, S. 2018. Studi Perencanaan Pembangkit Listrik Tenaga Minihidro (PLTM) Di Sungai Warkapi Distrik Tanah Rubuh Kabupaten Manokwari Provinsi Papua Barat. . Jurnal Mahasiswa Jurusan Teknik Pengairan UNIBRAW Vol 1, No 2.
- [6] Hidayatullah, T. 2010. Analisis Pembangunan Pembangkit Listrik Minihidro Mobuya 3x1000 kW di Sulawesi Utara. <http://digilib.its.ac.id/public/ITS-Undergraduate-10399-Paper.pdf>. (accessed Juni 2018)
- [7] Tombak, P., Fadli, M.H., 2011. Detail Engineering Design Pembangkit listrik tenaga minihidro (PLTM) Cibalapulung 2 (2 x 3,25 MW) & cibalapulung 3 (2 x 3 MW). [http://www.wiratman.co.id/admin/assets/buku/Detail\\_Engineering\\_Design\\_Pembangkit\\_Listrik\\_Tenaga\\_Mini\\_Hidro\\_\(PLTM\)\\_Cibalapulung\\_2\\_3\\_.pdf](http://www.wiratman.co.id/admin/assets/buku/Detail_Engineering_Design_Pembangkit_Listrik_Tenaga_Mini_Hidro_(PLTM)_Cibalapulung_2_3_.pdf) (accessed Mei 2018)
- [8] Prasetyanto, A., Mahrus, N., Sangkawati, S., Kodoatie, R.J. 2013. Perencanaan Pembangkit Listrik Tenaga Mini Hidro (PLTM) Palumbungan, Purbalingga. Jurnal Karya Teknik Sipil UNDIP Vol. 2, No. 1.
- [9] Asrori, Yudiyanto, E. 2011. Perencanaan Turbin Air Pembangkit Listrik Tenaga Mini Hidro (Studi Kasus Proyek PLTM Buleleng 2 x 600 kW). Prosiding Volume 3 Seminar Nasional Teknologi dan Aplikasinya (SENTIA - Politeknik Negeri Malang).
- [10] Jamali, F. 2014. Studi Perencanaan Pembangkit Listrik Tenaga Minihidro Berbantuan Program Turbnpro Di Desa Sinar Pekayau Kecamatan Sepauk Kabupaten Sintang. Jurnal Teknik Elektro Universitas Tanjungpura Vol 1, No 1.
- [11] Taofeq, T., Anggoro, B., Arfianto, T. 2013. Perancangan Sistem Kelistrikan Pada Pusat Listrik Tenaga Minihidro Lapai 2x2000 kW di Sulawesi Tenggara. Jurnal Reka Elkomika ITENAS, Vol 1, No 2.
- [12] Ebhota, W., S., Inambao, F. 2016. Design basics of a small hydro turbine plant for capacity building in sub-Saharan Africa. African Journal of Science, Technology, Innovation and Development, Vol. 8, No. 1, pp 111–120.
- [13] Layman's guidebook. 1998. On how to develop a small hydro site second edition. <http://www.europa.eu.int/en/comm/dg17/dg17home.htm> (accessed Mei 2017)
- [14] ESHA (European Small Hydropower Association), 2004. Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant.
- [15] USBR, 1976. Selecting Hydraulic Reaction Turbines. Engineering Monograph No. 20. USA
- [16] Ramos, H., 2000. Guideline for Design of Small Hydropower Plants. Belfast, North Ireland.
- [17] Ministry of New and Renewable Energy Government Of India, 2008. Standards/Manuals/Guidelines For Small Hydro Development,
- [18] Gordon, J.L. 2003. Turbine selection for small low-head hydro software, Version 1, Canada.
- [19] Andritz Hydro Team. 2011. Magazine of andritz hydro, Hydronews No. 19/05-2011, Austria. [www.andritz.com](http://www.andritz.com)
- [20] TEPCO, 2005. Modul "Workshop on Renewable Energies".